

TOROIDAL TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Patent Number: JP1229157
Publication date: 1989-09-12
Inventor(s): NAKANO MASAHI
Applicant(s): NISSAN MOTOR CO LTD
Requested Patent: ☐ JP1229157
Application: JP19880052976
Priority Number(s):
IPC Classification: F16H15/38
EC Classification:
Equivalents: JP2629786B2

Abstract

PURPOSE: To remarkably simplify machining for a lubricating oil passage though two sets of speed change mechanisms are provided on the same axis by communicating lubricating oil passages formed on both end portions of a rotary shaft with each other through a lubricating oil passage formed between a cylinder member and a rotary shaft.

CONSTITUTION: Lubricating oil passages 100, 102 are formed on both end portions of an input shaft 12 extending to the input disc 22 portion and the second input disc 22a portion by drilling. A lubricating oil passage 104 is formed between the first and second input discs 22, 22a and between a torque shaft 28 and the input shaft 1 to communicate these lubricating oil passages 100, 102, 104 with one another through radial passages 106, 108. Accordingly, the lubricating oil passages 100, 102 which require drilling for the input shaft 12 are disposed at end portions so as to make the length thereof shorter. Accordingly, though two sets of toroidal type speed change mechanisms are provided on the same axis, machining work for the lubricating oil passages 100, 102 is simplified remarkably so as to improve productivity of the input shaft 12.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2629786号

(45) 発行日 平成9年(1997)7月16日

(24) 登録日 平成9年(1997)4月18日

(51) Int.Cl.⁸

F 1 6 H 15/38

識別記号

庁内整理番号

F I

F 1 6 H 15/38

技術表示箇所

請求項の数1(全 8 頁)

(21) 出願番号 特願昭63-52976

(22) 出願日 昭和63年(1988)3月7日

(65) 公開番号 特開平1-229157

(43) 公開日 平成1年(1989)9月12日

(73) 特許権者 999999999

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 中野 正樹

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日

産自動車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外1名)

審査官 柳 五三

(56) 参考文献 特開 昭48-21062 (J P, A)

特開 昭62-251561 (J P, A)

特開 昭62-258255 (J P, A)

実開 昭62-27757 (J P, U)

実開 昭62-158249 (J P, U)

実開 昭62-194971 (J P, U)

(54) 【発明の名称】 トロイダル無段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 傾転可能な摩擦ごまを介してトルク伝達される入力ディスクおよび出力ディスクを備えたトロイダル変速機構が、同一回転軸上に2組配置されたトロイダル無段変速機において、

上記2組のトロイダル変速機構の入、出力ディスクのうち、互いに離れる方向に配置されるディスク間に亘って上記回転軸に嵌合される筒部材を設け、該筒部材と該回転軸との間に潤滑油通路を形成すると共に、該潤滑油通路を介して上記回転軸の両端部に形成された潤滑油通路を連通させたことを特徴とするトロイダル無段変速機。

【発明の詳細な説明】

産業上の利用分野

本発明は、トロイダル無段変速機に関し、とりわけ実質的な無段変速機能を行うトロイダル変速機構が同軸上

に2組設けられるトロイダル無段変速機に関する。

従来の技術

トロイダル無段変速機は、特開昭61-116166号に開示されるように対向面がトロイッド曲面に形成される1対の入、出力ディスクおよびこれら入、出力ディスク間に傾転可能に配置される摩擦ごまからなるトロイダル変速機構を備えており、入力ディスクに入力された回転は摩擦ごまを介して出力ディスクに伝達され、該出力ディスクから出力される。

このとき、上記摩擦ごまの傾斜量に応じて変速比が無段階に変化される。

また、上記摩擦ごまと入、出力ディスク間は、すべりを防止するために予圧手段により予圧されて圧接力が付加されると共に、該予圧手段とは別に設けられる押圧手段により、圧接力は入力トルクの大きさに比例して増大

される構成となっており、通常、予圧手段としては皿ばねが用いられ、かつ、押圧手段としてはローディングカムが用いられている。

ところが、このように入力トルクに応じて圧接力、つまり摩擦ごまと入、出力ディスクとの間の摩擦力が増大されるとしても、1組のトロイダル変速機構で過大なトルク伝達を行おうとすると、該トロイダル変速機構が異常に大径化され、無段変速機の径方向の大型化が余儀なくされてしまう。

そこで、SAE (Society of Automotive Engineers, Inc.) PAPER, 751180, Fig7 (Printed in U.S.A.) に開示されるように、トロイダル変速機構を同軸上に2組設け、入力トルクを2組のトロイダル変速機構で分担して受け持つことにより、各トロイダル変速機構の小型化、つまり無段変速機の径方向の小型化が行われ、車載上著しく有利になる。

発明が解決しようとする課題

しかしながら、かかる従来のトロイダル変速機構を2組備えたトロイダル無段変速機にあつては、トロイダル変速機構が同軸上に2組設けられるため、該トロイダル変速機構が装着される軸、即ち上記トロイダル無段変速機ではアウトプットシャフトの軸長が長くなってしまう。

一方、上記トロイダル変速機構では上記アウトプットシャフトの中央部に配置される1対の入力ディスクは、該アウトプットシャフトに対して相対回転されるため多量の潤滑油を必要とし、かつ、該アウトプットシャフトの両端支持部の潤滑も必要となる。

このため、通常は上記アウトプットシャフトの中心部を貫通する潤滑油通路を形成し、該潤滑油通路から各潤滑箇所へ油供給する構造がとられる。

ところが、このようにアウトプットシャフトの中心部に潤滑油通路を形成する場合、上述したように該アウトプットシャフトが長くなる場合は、該潤滑油通路の加工が著しく困難になり、製品コストの著しい上昇が余儀なくされてしまうという問題点があつた。

そこで本発明は、トロイダル変速機構を同軸上に2組設けたにもかかわらず、潤滑油通路の加工を大幅に簡単化することができるトロイダル無段変速機を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

かかる目的を達成するために本発明は、傾転可能な摩擦ごまを介してトルク伝達される入力ディスクおよび出力ディスクを備えたトロイダル変速機構が、同一回転軸上に2組配置されたトロイダル無段変速機において、

上記2組のトロイダル変速機構の入、出力ディスクのうち、互いに離れる方向に配置されるディスク間に亘つて、上記回転軸に嵌合される筒部材を設け、該筒部材と該回転軸との間に潤滑油通路を形成すると共に、該潤滑油通路を介して上記回転軸の両端部に形成された潤滑油

通路を連通させることにより構成する。

作用

以上の構成により本発明のトロイダル無段変速機にあつては、回転軸の中間部分の潤滑油通路が、該回転軸とこれに単に嵌合される筒部材との間に形成されることにより、該回転軸自体にはその両端部に潤滑油通路を形成すればよく、該潤滑油通路の長さを著しく短かくできると共に、回転軸の両端を貫通する必要がないことから、該回転軸の加工が大幅に簡単になる。

実施例

以下、本発明の実施例を図に基づいて詳細に説明する。

即ち、第1図、第2図は本発明の一実施例を示すトロイダル無段変速機10で、12は第1図中左側に設けられる図外のトルクコンバータを介してエンジントルクが入力される回転軸としてのインプットシャフトで、該インプットシャフト12はケーシング14に対し若干の軸方向移動を可能にして回転自在に支持される。

上記インプットシャフト12には、上記ケーシング14にボルト16固定される中間壁18を挟んで第1トロイダル変速機構20および第2トロイダル変速機構20aが同軸配置される。

上記第1、第2トロイダル変速機構20、20aは、互いに対向配置される第1入力ディスク22、第1出力ディスク24および第2入力ディスク22a、第2出力ディスク24aと、これら各入力ディスク22、22aと各出力ディスク24、24a間に配置される第1摩擦ごま26および第2摩擦ごま26aとを備えている。

上記各入力ディスク22、22aと各出力ディスク24、24aの対向面はそれぞれトロイダル曲面に形成され、これら入力ディスク22、22aおよび出力ディスク24、24aに上記摩擦ごま26、26aが接触された状態で、該摩擦ごま26、26aの傾斜が可能となっており、該摩擦ごま26、26aが傾斜されて回転（傾転）されることにより、実質的な無段変速が行われる。

ところで、本実施例では上記第1、第2出力ディスク24、24aは上記中間壁18側に配置されて互いに隣設され、かつ、上記第1、第2入力ディスク22、22aは互いに離れる方向に配置されている。

そして、上記第1、第2入力ディスク22、22aは、インプットシャフト12の外周に回転自在に嵌合される筒状体としてのトルクシャフト28の両端部にそれぞれセレーション28a、28bを介して嵌合される。

一方、上記第1、第2出力ディスク24、24aは上記トルクシャフト28の外周にニードルペアリング30、30aを介して回転自在に嵌合されると共に、両出力ディスク24、24a間に配置される出力ギヤ32を該トルクシャフト28外周に回転自在に嵌合し、該出力ギヤ32のボス部32a両端部外周に上記出力ディスク24、24a内周がセレーション32b、32cを介して嵌合される。

なお、符号33, 33aはボス部32a両端および出力ディスク24, 24aを径方向に貫通して延びる潤滑油路である。

従つて、上記入力ディスク22, 22a同士はトルクシャフト28を介して回転方向に連結されると共に、上記入力ディスク24, 24a同士は出力ギヤ32のボス部32aにセレーシオン嵌合されて、回転方向に連結されている。

上記第1トロイダル変速機構20の第1入力ディスク22の外側（第1出力ディスク24とは反対側）には、インプットシャフト12にセレーシオン嵌合されて一体に回転されるカムフランジ34が配置されると共に、該カムフランジ34と第1入力ディスク22との間には押圧手段としてのローディングカム36が配置され、インプットシャフト12のトルクはカムフランジ34、ローディングカム36を介して第1入力ディスク22に入力される。

上記ローディングカム36はトルク伝達する際に、第1入力ディスク22とカムフランジ34との間が相対回転（位相ずれ）されて、これら両者間の拡開力を入力トルクの大きさに応じて増大させる機能を有する。

従つて、カムフランジ34から第1入力ディスク22にトルク伝達されると、ローディングカム36が作動して第1入力ディスク22が第1出力ディスク24方向に押圧され、これら入、出力ディスク22, 24と第1摩擦ごま26との間の圧接力が増大される。

ところで、上記カムフランジ34はストッパー38、ナット38aを介してインプットシャフト12に係止されており、上記ローディングカム36が第1入力ディスク22を押圧する時の反力が該インプットシャフト12に入力される。

一方、上記第2トロイダル変速機構20aの第2入力ディスク22aは、トルクシャフト28を介して上記第1入力ディスク22に伝達されたトルクが入力されると共に、該第2入力ディスク22aの外側（第2出力ディスク24aとは反対側）には、インプットシャフト12に螺着されるナット40にニードルスラストベアリング43、スペーサー43aを介して一側が係止される予圧手段としての皿ばね42が当接され、該皿ばね42の付勢力が予圧力として該第2入力ディスク22aに入力される。

また、上記第2入力ディスク22aに入力される皿ばね42の付勢力の反力は、ナット40を介してインプットシャフト12に入力される。

ところで、上記インプットシャフト12に入力された、上記ローディングカム36の押圧反力および上記皿ばね42の付勢力反力は、軸方向の移動が可能となつた該インプットシャフト12を伝達部材として、第2入力ディスク22aおよび第1入力ディスク22にそれぞれ伝達される。

従つて、第1トロイダル変速機構20にも皿ばね42による予圧力が作用されると共に、第2トロイダル変速機構20aにもローディングカム36の押圧力が作用される。

一方、上記第1, 第2出力ディスク24, 24aはセレーシオン32b, 32aを介して出力ギヤ32に連結されているため、

該第1, 第2出力ディスク24, 24aに伝達されたトルクは該出力ギヤ32に集合され、該出力ギヤ32に噛合されたドライブギヤ44およびアウトプットシャフト46を介して出力される。

また、上記出力ギヤ32の外周部両側には、上記中間壁18および該中間壁18にボルト48を介して固設される補助壁50が延設され、これら中間壁18および補助壁50の内周と、出力ギヤ32のボス部32a外周との間にアンギュラボールベアリング52, 52aが嵌合され、該アンギュラボールベアリング52, 52aを介して出力ギヤ32は上記中間壁18側に支持される。

また、上記アンギュラボールベアリング52, 52aのインナーレースと上記出力ギヤ32との間にはスペーサー54, 54aが配置されると共に、該インナーレースと上記第1, 第2出力ディスク24, 24aとの間にシム56, 56aが挿入され、これら第1, 第2出力ディスク24, 24a間の位置決めが行われている。

ところで、上記第1, 第2摩擦ごま26, 26aは、インプットシャフト12を挟んで第1図中紙面直角方向にそれぞれ1対設けられ、各摩擦ごま26, 26aの外周面は第2図に示したように、上記第1入、出力ディスク22, 24および第2入、出力ディスク22a, 24aのトロイド面に沿つた形状とされる。

上記第1, 第2摩擦ごま26, 26aは第1, 第2支持機構58, 58aに傾転可能に支持されるが、これら第1, 第2支持機構58, 58aは略同様の構成となつており、第2図に第2支持機構58aの片側部分を示すが、該第2支持機構58aの各構成部材の符号は、これに対応する第1支持機構58の各構成部材の符号にアルファベット（a）の添字を付して、重複する説明を省略して述べる。

即ち、第2図は第1図中のII-II線断面図で、これに示される第2支持機構58aは、第2摩擦ごま26aが回転自在に支持される傾転軸としての偏心軸60aと、該偏心軸60aが回転自在に取付けられるこま支持部材62aと、該こま支持部材62aを上記偏心軸60aの直角方向に移動させる液圧アクチュエータ64aとがそれぞれ第2図中インプットシャフト12を挟んで左右方向に1対設けられる。

上記偏心軸60aは摩擦ごま26aの支持部と、こま支持部材62aへの取付部とが互いに偏心され、この偏心方向は左、右の偏心軸60aにおいて互いに逆方向に設定される。

上記こま支持部材62aは上、下端部がニードルベアリング67a, 69aおよび球面軸受66a, 68aを介して上、下リンク70a, 72aに回転かつ傾斜可能に支持される。

上記液圧アクチュエータ64aは、シリンダ74a、ピストン76aおよびピストンロッド78aからなり、該ピストンロッド78aは上記支持部材62aに結合される。

尚、上記液圧アクチュエータ64aは図中左、右のものがそれぞれの稼動方向、つまりある目的の変速比を得るために出力された制御液圧に対して左、右のピストンロ

ツド78aが移動される方向が、上下逆方向となる。

従つて、上記左、右1対の液圧アクチュエータ64aが稼動されると、左、右のこま支持部材62aは上、下リンク70a, 72aの傾斜を伴いつつ上下逆方向に移動される。

すると、入、出ディスク22a, 24a間に挟まれた第2摩擦ごま26aは、偏心軸60aの偏心により上記こま支持部材62aの回転を伴つて第2図中、紙面直角方向に傾斜される。

以上述べた第2支持機構58aの機能は上記第1支持機構58と同様で、該第1支持機構58の図外の液圧アクチュエータが稼動されることにより、第1摩擦ごま26が傾斜される。

尚、上記第1, 第2支持機構58, 58aは、第1, 第2トロイダル変速機構20, 20aの入力ディスク22, 22aおよび出力ディスク24, 24aの配置が、第1図中で左右方向にそれぞれ逆となつてゐるため、第1支持機構58と第2支持機構58aとは、それぞれ対応されるもの同士が逆方向に稼動される。

ところで、上記第1, 第2出力ディスク24, 24aはインプットシャフト12と相対回転されるため、ニードルベアリング30, 30aを介してトルクシャフト28に嵌着されるが、該ニードルベアリング30, 30aへの潤滑油供給が必要となる。

また、上記インプットシャフト12自体もその両端部がローラーベアリング80およびニードルベアリング82を介してケーシング14側に支持されており、当該軸受箇所への潤滑油供給が必要となり、更には、ローディングカム36、アンギュラボールベアリング52, 52aおよびニードルスラストベアリング43等にも潤滑油供給が必要となる。

そこで、本実施例では上記インプットシャフト12の両端部に潤滑油通路100, 102を、第1入力ディスク22部分および第2入力ディスク22a部分までドリル加工すると共に、これら第1, 第2入力ディスク22, 22a間には上記トルクシャフト28とインプットシャフト12との間に潤滑油通路104を形成し、これら潤滑油通路100, 102, 104を半径方向の通路106, 108を介して連通する。

上記第1, 第2入力ディスク22, 22a間の潤滑油通路104は、トルクシャフト28の両端部内側とインプットシャフト12との間にブツシユ110, 112を介在させ、該ブツシユ110, 112によつて該トルクシャフト28とインプットシャフト12との間に形成される周方向の間隙が利用される。

そして、上記一連の潤滑油通路100, 102, 104には、第1図中左側に設けられる図外のギヤポンプから潤滑油が供給され、この供給された潤滑油は、半径方向に形成された通路114, 116, 118, 120, 122, 124, 126を介して、インプットシャフト12廻りの潤滑必要箇所、つまりローラーベアリング80, ローディングカム36, ニードルベアリング30, アンギュラボールベアリング52, 52aニードルベアリング30a, ニードルスラストベアリング43およびニードルベアリング82に供給される。

以上の構成により本実施例のトロイダル無段変速機10にあつては、エンジンが停止してインプットシャフト12にトルクが入力されていない状態では、皿ばね40による予圧が第1, 第2入力ディスク22, 22aに作用し、第1入、出力ディスク22, 24間に第1摩擦ごま26が、かつ、第2入、出力ディスク22a, 24a間に第2摩擦ごま26aが、上記予圧に応じた圧接力をもつてそれぞれ挟まれる。

そして、エンジン稼動に伴つてインプットシャフト12にトルクが入力されると、このトルクはカムフランジ34, ローディングカム36を介して第1入力ディスク22に伝達されると共に、トルクシャフト28を介して第2入力ディスク22aに伝達され、これら第1, 第2入力ディスク22, 22aが回転される。

上記第1, 第2入力ディスク22, 22aに入力されたトルクは、上記第1, 第2摩擦ごま26, 26aを介して第1, 第2出力ディスク24, 24aに伝達され、このとき、該第1, 第2摩擦ごま26, 26aの傾斜角に応じた変速比が入、出力ディスク22, 24および22a, 24a間に無段階に発生される。

一方、インプットシャフト12から第1入力ディスク22にトルク伝達される際、カムフランジ34と第1入力ディスク22との間で回転方向の位相ずれを生じつつローディングカム36が作動され、該第1入力ディスク22が第1出力ディスク24方向に押圧されると共に、このときの反力がインプットシャフト12を介して第2入力ディスク22aに作用される。

従つて、第1入、出力ディスク22, 24および第2入、出力ディスク22aと24aと第1摩擦ごま26および第2摩擦ごま26aとの間の圧接力が増大され、入力トルクの増大に伴う滑りが防止される。

ところで、本実施例にあつてはインプットシャフト12廻りの潤滑必要箇所に潤滑油供給するにあつて、潤滑油通路100, 102, 104を形成したが、インプットシャフト12の中間部分の潤滑油通路104は、互いに離れる方向に配置された第1, 第2入力ディスク22, 22a間に亘つて嵌合されるトルクシャフト28とインプットシャフト12との間に形成されるため、当該区間は該インプットシャフト12のドリル加工を必要としない。

従つて、インプットシャフト12にドリル加工が必要とされる上記潤滑油通路100, 102は、該インプットシャフト12の端部であつて、かつその長さを短かくすることができ、そのため、該潤滑油通路100, 102の加工作業が著しく簡単になり、延いてはインプットシャフト12の生産性が大幅に向上される。

第3図は他の実施例を示し、上記実施例と同一構成部分に同一符号を付して重複する説明を省略して述べる。

即ち、この実施例のトロイダル無段変速機10aが、上記実施例のトロイダル無段変速機10aと主に異なる点は、第1, 第2入力ディスク22, 22aにそれぞれローディングカム36, 36aが設けられ、該ローディングカム36, 36aを介してインプットシャフト12から第1, 第2入力ディスク

22, 22aにそれぞれ独立してトルクが入力される構成となっている。

尚、皿ばね42は第2入力ディスク22a側に設けられ、該皿ばね42の予圧力を該第2入力ディスク22a側のカムフランジ34aおよびインプットシャフト12を介して第1入力ディスク22側のカムフランジ34にそれぞれ伝達するために、カムフランジ34aにスプライン嵌合されたスペーサー43bとインプットシャフト12との間には、回転方向に係止されて軸方向移動が許容される直線運動ベアリング130が介在される。

ところで、この実施例のトロイダル無段変速機10aは、第1, 第2入力ディスク22, 22aへのトルク伝達および予圧力伝達がインプットシャフト12を介して行われるため、上記実施例のトロイダル無段変速機10で用いられるトルクシャフト28は必要ではなくなるが、特に本実施例では潤滑油通路104を形成するために第1, 第2入力ディスク22, 22a間に亘って筒状体132をインプットシャフト12に嵌挿し、上記実施例と同様に該筒状体132外周に第1, 第2出力ディスク24, 24aおよび出力ギヤ32が嵌合される構成となっている。

尚、上記筒状体132とインプットシャフト12との間に形成される上記潤滑油通路104は、これら筒状体132とインプットシャフト12の周方向にそれぞれ形成された凹部をもつて構成されている。

従つて、この実施例にあつてもインプットシャフト12に貫通して潤滑油通路を形成する必要がないことから、上記実施例と同様の機能を達成することができる。

ところで、以上述べた実施例では入力ディスク同士が互いに離れる方向に配置されたトロイダル無段変速機10

に本発明を適用した場合を開示したが、これに限ることなく、出力ディスク同士又は入力ディスクと出力ディスクが離れる方向に配置されるものにあつても本発明を適用することができる。

発明の効果

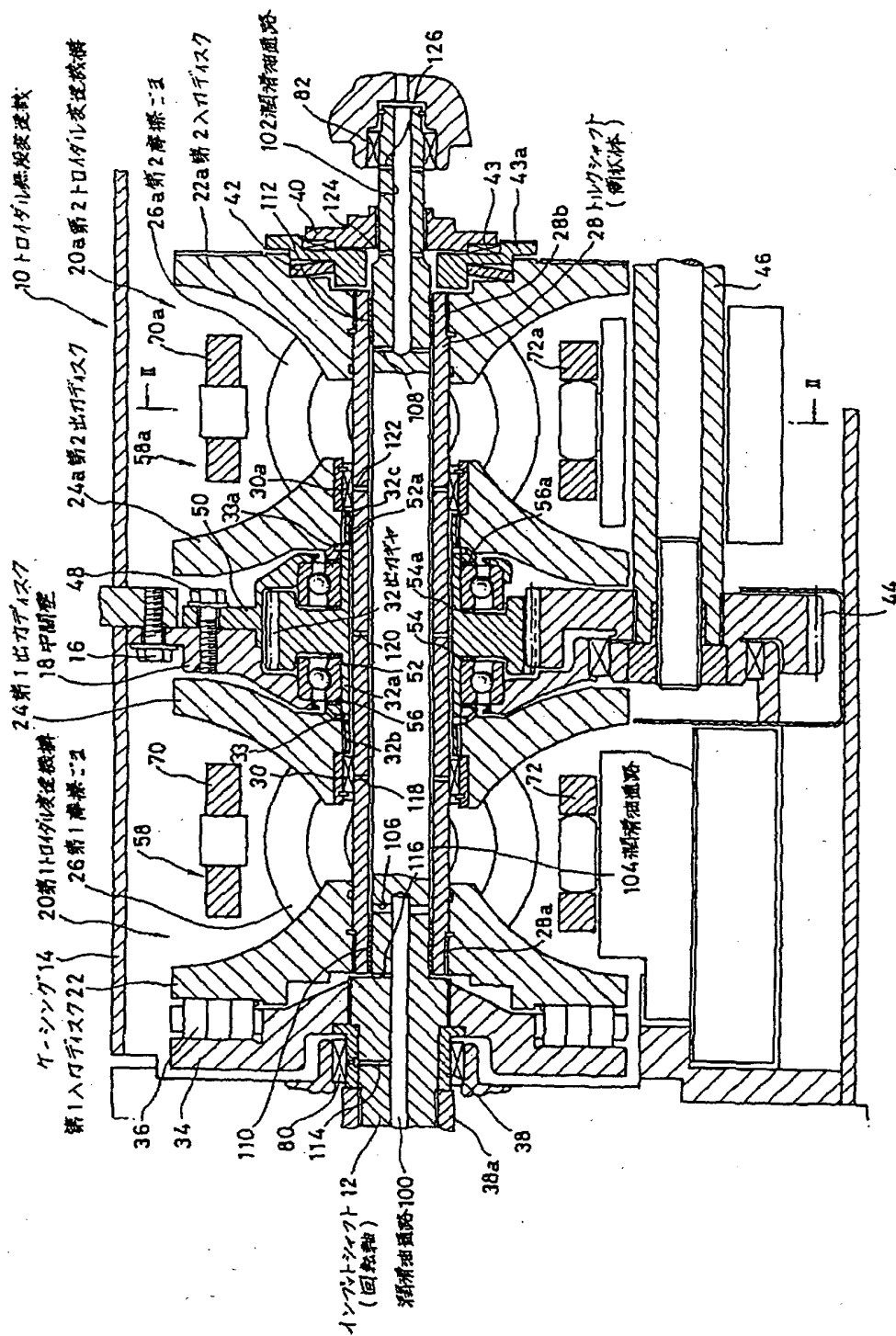
以上説明したように本発明のトロイダル無段変速機にあつては、2組のトロイダル変速機構を支持する回転軸に潤滑油通路を形成するにあつて、該2組のトロイダル変速機構のうち互いに離れる方向に配置されるディスク間に亘つて上記回転軸に嵌合される筒部材を設け、該筒部材と該回転軸との間に潤滑油通路を形成し、該潤滑油通路を介して該回転軸の両端部に形成された潤滑油通路を連通する構成としたので、該回転軸に形成する潤滑油通路としては、該潤滑油通路を回転軸の両端部に加工すればよく、その加工作業が著しく簡便化されて回転軸の生産性が大幅に向上され、延いては製品の大幅なコストダウンを達成することができるという優れた効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

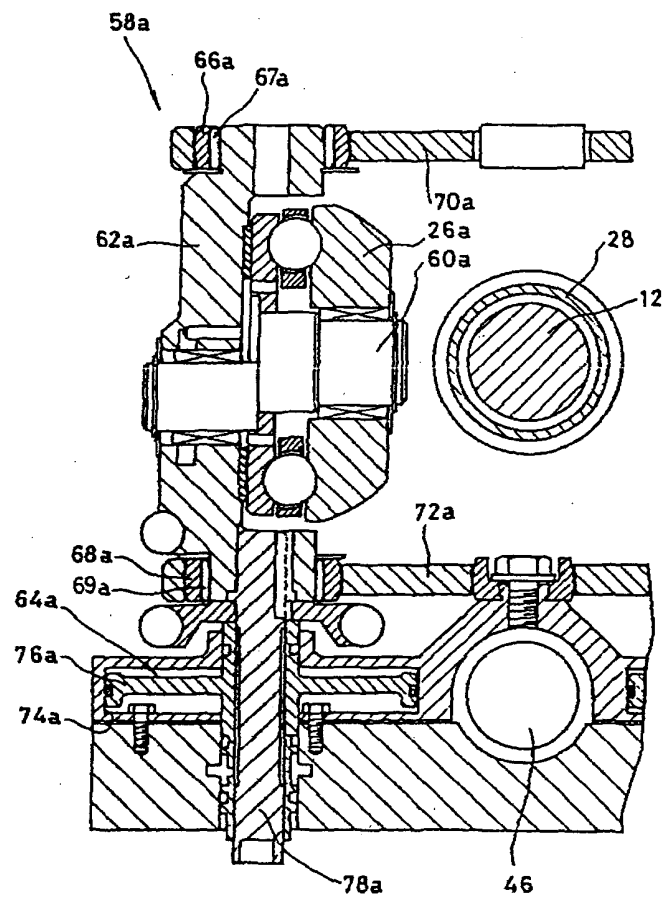
第1図は本発明の一実施例を示す断面図、第2図は第1図中のII-II線からの要部拡大断面図、第3図は本発明の他の実施例を示す断面図である。

10, 10a……トロイダル無段変速機、12……インプットシャフト（回転軸）、14……ケーシング、20, 20a……トロイダル変速機構、22, 22a……入力ディスク、24, 24a……出力ディスク、26, 26a……摩擦ごま、28……トルクシャフト（筒状体）、36……ローディングカム、42……皿ばね、100, 102, 104……潤滑油通路、132……筒状体。

【第1図】



【第2図】



【第3図】

